

УДК 621.941

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2017.79.58793>

Динамічне управління коливаннями при точінні

В.О. Залога • Д.В. Криворучко • Ю.В. Шаповал • К. Дрофа

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

Received: 20 January 2016 / Accepted: 02 February 2017

Анотація. Коливання грають вирішальну роль при точінні, зокрема при формуванні мікропрофілю поверхні. Їх вплив особливо проявляється при точінні деталей діаметром менше 10-12 мм з використанням великих, 5000 об/хв та більше частот обертання шпинделя. Вимушені коливання на таких частотах близькі до власних частот технологічної системи та підсилюються за рахунок явища резонансу. Відомо, що при кожному положенні супорту форми і частоти коливань технологічної системи різні. Відомі ідеї, які пропонують динамічно управляти параметрами для зменшення амплітуди коливань. Метою даної роботи є виявлення ефектів, які забезпечують зменшення амплітуди коливань в зазначених умовах при динамічному управлінні параметрами верстата та визначення границь застосування такого способу контролю над коливаннями. Експериментальні дослідження підтвердили можливість зменшення амплітуди коливань та шорсткості обробленої поверхні при зміні розподілу мас у технологічній системі. Модальний аналіз дослідного стенду, виконаний методом скінчених елементів, показав, що зміна розподілу мас у технологічній системі призводить до зміни форми коливань. Отже зменшення амплітуди переміщень вершини інструмента по відношенню до шпинделя можливо за рахунок постійного забезпечення положення вершини леза у вузлі коливань. Це ефект легше реалізувати, чим більша частота обертання шпинделя використовується.

Ключові слова: метод скінчених елементів, модальний аналіз, точіння, маса, шорсткість, вимушені коливання

Вступ

При обробленні матеріалів різанням відомі [1-3] як позитивні, так і негативні дії коливань, - як вимушених, що можуть супроводжувати процес, наприклад, переривчастого різання, при дисбалансі обертових частин верстата та заготовки, при наявності дефектів у передачах верстата тощо, так і тих, що виникають в технологічній системі безпосередньо в процесі різання (автоколивань). Крім того, для виконання різних технологічних операцій в зону контакту інструменту із заготовкою (в зону різання) можуть додатково вводиться вимушені коливання [1, 2], які, з одного боку, при певних амплітудах й частотах можуть призводити до суттєвого покращення процесу руйнування й відділення від заготовки шару, що зрізується, а також до зменшення інтенсивності зношування інструменту і підвищенню його стійкості за рахунок: полегшення пластичної деформації; зменшення коефіцієнта тертя на передній і задніх поверхнях леза інструменту; покращенню процесу дроблення та відведення стружки; помітного зниження середніх значень сил різання і виділення тепла; зменшення адгезійних явищ тощо [2]. З іншого боку, циклічне навантаження інструменту, що обов'язково супроводжує процес різання при наявності вібрацій, як правило, при збільшених амплітудах коливань викликає суттєве збільшення значень миттєвих сил різання, а, відповідно, втомне руйнування тих ділянок різальних кромek інструменту, що знаходяться в контакті з шаром, що зрізується, стружкою та поверхнями на оброблюваній деталі (заготовці). Тому при перевищенні деякого граничного значення амплітуди коливань починає швидко підвищуватися інтенсивність зношування інструменту і, відповідно, знижуватися його стійкість [1 - 3]. Слід зазначити, що при чистовій обробці будь-яких матеріалів будь-які коливання у технологічній системі мають негативний вплив на якість поверхні, в першу чергу, на її мікропрофіль, тобто шорсткість. Особливо це стосується тих коливань, які призводять до виникнення резонансних явищ, що можуть мати місце внаслідок збігу частот вимушених коливань, наприклад, пов'язаних з обертанням заготовки, з власними частотами тих чи інших елементів обробної системи, наприклад, шпинделя, інструменту, станини тощо. Це, як правило, може призводити до суттєвого збільшення амплітуд коливань цих елементів системи і, як наслідок, до значного погіршення умов роботи інструментів (як правило, має місце інтенсифікація процесу їх



зношування) та суттєвого погіршення якості обробленої поверхні (шорсткості, точності та інших показників) [1, 4]. Тому виявлення умов, що призводять до виникнення у процесі оброблення резонансних явищ та виявлення, з метою попередження формування браку, безвібраційних діапазонів параметрів режиму різання є задачею актуальною особливо при чистовій (фінішній) токарній обробці, яка, як правило, реалізується при значно більших швидкостях різання (частотах обертання шпинделя) ніж при чорновій обробці [1]. Особливо це відноситься до процесів токарної обробки деталей з відносно малими діаметрами оброблюваних поверхонь (у середньому до 10 - 20 мм), коли оптимальні швидкості різання (наприклад, для конструкційних сталей – 200 – 300 м/хв [1]) практично можуть бути реалізовані при частотах обертів шпинделя у середньому 3000 – 10000 об/хв, при яких вірогідність виникнення вібрацій суттєво зростає.

Одним із дієвих шляхів забезпечення безвібраційних умов процесу оброблення різанням може бути динамічне управління системою різання за рахунок реалізації зміни у часі масових параметрів відповідних вузлів верстата, що є вже достатньо відомим. Наприклад, у патенті UA №63465, МПК B23Q 15/00 описується спосіб, при якому для покращення шорсткості поверхні оброблюваних деталей додатково навантажують станину верстата, тобто вводять допоміжну масу, яка змінює динамічні характеристики верстата, супорта та процес різання в цілому. Навантаження та розміщення маси здійснюється в одній точці станини, що не дозволяє динамічно відслідковувати зміну форми коливань, які виникають у зоні обробки деталі, зокрема на супорті. Також відомо спосіб (див. А.С. SU №1110604 А, МПК B23Q 15/12), в якому реєструють коливання різця та визначають амплітуду коливань у процесі різання по довжині обробки деталі за допомогою акселерометру, регулюють зміну коливань супорта за допомогою переміщення додаткової маси на ньому.

У загальному вигляді сутність способу динамічного управління коливаннями у відповідності з цими патентами, наприклад, супорта токарного верстата з розташованим на ньому різцем 1 (рис.1) можна пояснити наступним чином. На різці розміщується акселерометр 2, який з'єднується шиною зв'язку 4 з блоком управління 5. При підведенні різця до заготовки 16, встановленої на шпинделі 15, починається процес різання. При цьому коливання різця (показники акселерометру 2) за координатою Y реєструються блоком керування 5. Розрахований блоком сигнал управління через шину 6 зв'язку подається на індивідуальний привід Мс додаткової маси 9, розташованої на станині верстата. При переміщенні різця на значення 10 довжини l , додаткова маса 9 пропорційно переміщується на значення 11 довжини L таким чином, щоб забезпечити найменше значення розрахованого сигналу коливання різця (амплітуди) за координатою Y.

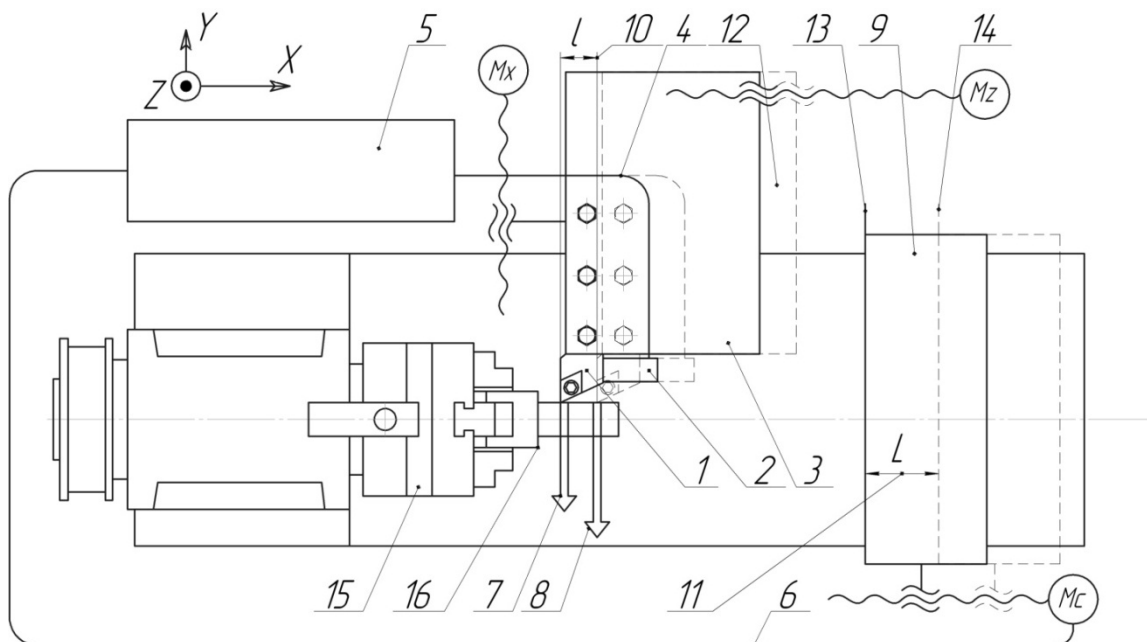


Рис. 1. Принципова схема способу динамічного управління положенням додаткових мас:

1 – різець, 2 – акселерометр, 3 – супорт, 4 – шина передачі даних від датчика 4 до блоку керування, 5 – блок керування, 6 – шина передачі даних від блоку керування до двигуна переміщення додаткової маси, 9 – додаткова маса, 10 – значення переміщення різця на довжину l , 11 – значення пропорційного переміщення додаткової маси 9 на довжину L , 12 – вихідне положення різцетримача, 13 – пропорційне розміщення додаткової маси 9 при пропорційному переміщенні на довжину L ; 14 – вихідне положення додаткової маси 9, 15 – шпиндель, 16 – деталь

Можливі і інші аналогічні підходи. Нажаль у попередніх дослідженнях й на теперішній час фізична сутність цих способів не розкрита та границі їх застосування не описані.

Тому **метою даної роботи** є виявлення ефектів, що призводять до зменшення амплітуди коливань при динамічному управлінні положеннями додаткових мас верстата та визначення границь застосування такого способу контролю над коливаннями, що виникають у процесі роботи верстата.

Для досягнення поставленої мети в роботі проведені теоретичні (з використанням чисельних методів) та експериментальні дослідження токарної обробки з частотами обертання шпинделя до 10000 об/хв на модернізованому верстаті 1700ВФ30, оснащеному додатковим вимірювальним обладнанням.

Експериментальна реалізація способу динамічного управління положенням додаткових мас

Дослідження проводилися у процесі різання на модернізованому токарному верстаті з ЧПК з похилою станиною моделі 1700ВФ30, передньою бабкою зі шпинделем, різцем, розташованим на супорті та задньою бабкою з піноллю з використанням датчиків для вимірювання переміщень (рис.2а) та віброприскорень (рис. 2б, в). Технічна характеристика верстату подана у табл. 1. Верстат встановлюється на основу (опорний стіл) (див. рис. 4).

Таблиця 1

Технічна характеристика верстату моделі 1700ВФ30 після модернізації

Параметри	Значення
Максимальний оброблюваний діаметр над супортом/станиною, мм	50/160
Максимальна довжина обробки, мм	180
Частота обертання шпинделя n, об / хв	300 – 10300
Потужність приводу шпинделя, кВт	1,5
Максимальна швидкість руху супорту, мм / хв	1000
Габарити (L×B×H), мм	570×190×175
Клас балансування верстату G	6,3
Вага, кг	250

Визначення положення шпинделя відносно шпиндельної бабки здійснювалося за допомогою індуктивного датчика моделі XS1 M18AB120 (рис. 2а), який при номінальному зазорі 3 мм забезпечує похибку вимірювання менше 3%. Вимірювання коливань інструменту здійснювалося акселерометром моделі ADXL326 (рис. 2б). Для вимірювання коливань передньої бабки із станиною, встановлений акселерометр моделі ADXL 321 (рис. 2в). Нелінійність цих акселерометрів була меншою за $\leq 0.3\%$ від всього діапазону вимірювань $\leq 19g$.

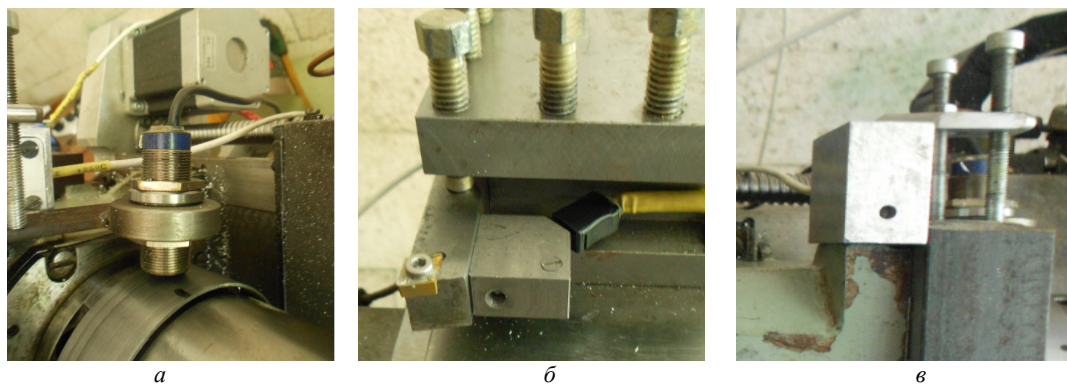


Рис. 2. Датчики та їх розміщення: а) переміщень шпинделя мод. XS1 M18AB120; б) коливань інструменту - акселерометр мод. ADXL 326; в) коливань передньої бабки із станиною - акселерометр мод. ADXL 321

Методика проведення вимірювань наступна. На верстаті встановлено 2 акселерометри, які вимірюють віброприскорення відносно «горизонтальної площини» (полу). Вібропереміщення визначалися методом подвійного інтегрування сигналу віброприскорень. Коливання станини вимірювалися відносно умовної «горизонтальної площини» (полу), і характеризували коливання верстата як твердого тіла. Разом з тим, на якість оброблення впливають лише коливання інструменту відносно заготовки. Відносні вібропереміщення розраховувалися як різниця між показниками двох датчиків, розташованих, відповідно, на інструменті (рис. 2б) та станині (рис. 2в). Переміщення осі шпинделя вимірювалися абсолютним датчиком переміщень також відносно станини. Таким чином, було забезпечено можливість порівняння вібропереміщень інструменту та шпинделя відносно однієї бази - станини.

З метою підтвердження ефекту впливу додаткової маси на відносні коливання різця та шорсткість обробленої поверхні були проведені експериментальні дослідження при точінні деталі діаметром 20 мм із дюралюмінію Д16Т у діапазоні частот від 3500 об/хв до 10300 об/хв з різним положенням додаткової маси величиною 8 кг, розташованою на пінолі задньої бабки на відстані 250 мм від торця шпинделя. Використовувався різець SCJCL1616H09 з пластиною CCMT09T304F. Кожен експеримент повторювався три рази. Вимірювання та реєстрація мікропрофілю (шорсткості) обробленої поверхні здійснювалася за допомогою модернізованого цифрового профілометра мод. 283.

Досліди показали, що наявність додаткової маси дійсно призводить до зміни амплітудно-частотної характеристики коливань різця відносно шпинделя (рис. 3). При цьому встановлено, що мінімуми та максимуми амплітуд коливань для різних частот є різними і відносно зміщеними за частотою (рис. 3,а). Так, якщо при точінні без маси (крива 1) мінімальні значення амплітуда коливань в даному положенні різця мають місце при частотах 6800 та 8800 об/хв, то при наявності маси (крива 2) – при частотах 4800 та 7800 об/хв, причому на відміну від точіння без додаткової маси вона при частотах більших за 10100 об/хв зменшується. Цікавим є те, що при частоті більше 10000 об/хв з введенням додаткової маси змінюється і мікропрофіль поверхні - параметр шорсткості R_a обробленої поверхні зменшується з 1,54 мкм до 0,95 мкм (рис. 3,б,в). Таким чином, ці ефекти експериментально підтверджують позитивний вплив додаткової маси на амплітуду відносних коливань вершини різця. Для розкриття фізичної сутності цього явища були виконані теоретичні дослідження (модальний аналіз) верстата 1700ВФ30.

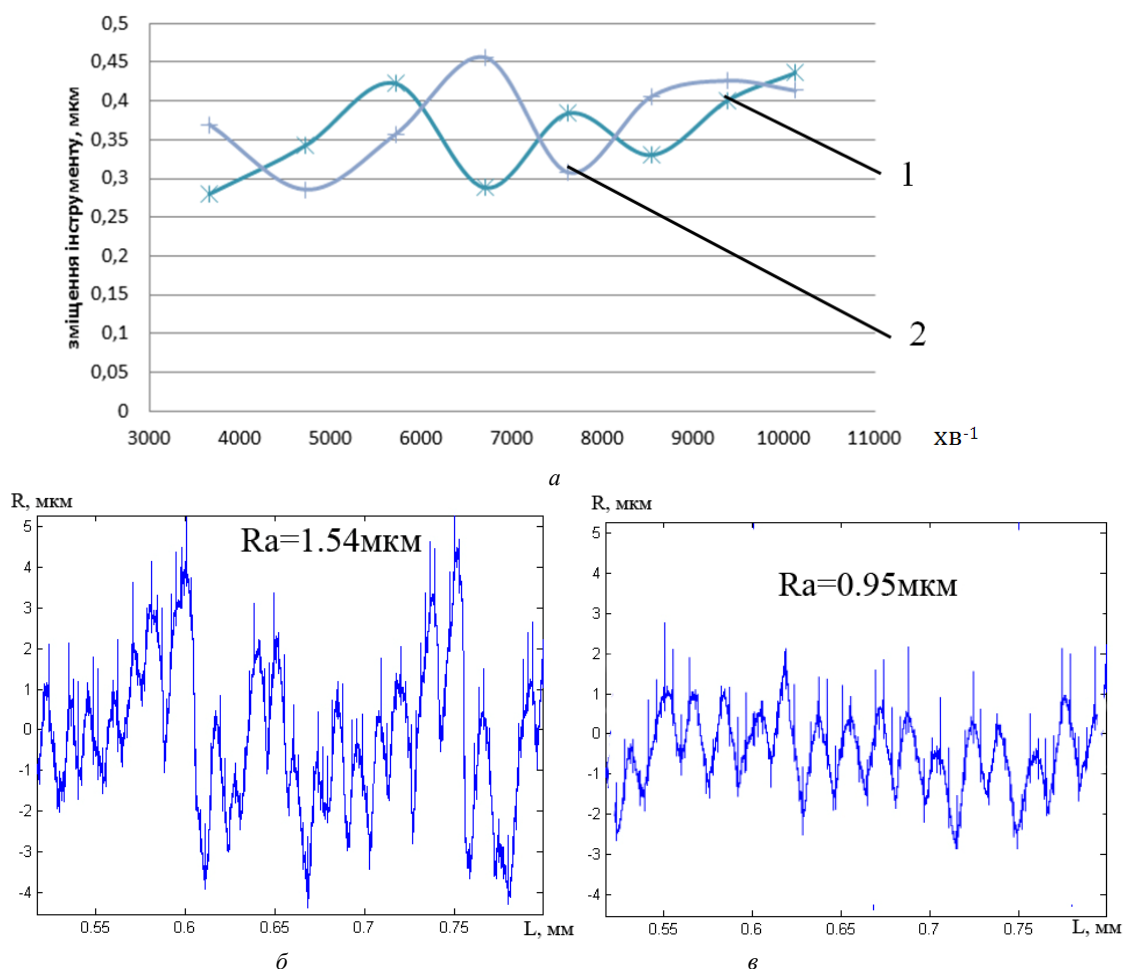


Рис. 3. Вплив додаткової маси на вібропереміщення інструменту в напрямку осі Y (а) та мікропрофіль обробленої поверхні при точінні на частоті 7850 об/хв без додаткової маси (б) та з додатковою масою (в)

Модальний аналіз верстата 1700ВФ30

Модальний аналіз верстата 1700ВФ30 виконували за допомогою програми ANSYS на основі його ідентичної 3D моделі (рис. 4), побудованої шляхом вимірювання реального об'єкту, причому дрібні деталі (розмірами менше 10 мм) при моделюванні не приймалися до уваги. Особлива увага була приділена оптимізації СЕ-сітки, що дало змогу забезпечити мінімальну кількість вузлів та елементів для цієї конструкції: 524254 вузлів і 235582 елементів.

До граничних умов можна віднести пружне закріплення рами основи з жорсткістю гумових віброопор на рівні $1.25 \cdot 10^{-4}$ Н/мм³ [5]. Розрахунки проводилися з врахуванням контактної взаємодії та жорсткості

шпиндельних підшипників. Bounded контакт було задано в місцях потенційного контакту супорту зі станиною. Жорсткість шпиндельного підшипника в передній бабці була прийнята: в радіальному напрямі 6200 Н/мм, в осьовому – 7900 Н/мм [6]. Додаткова маса накладалася шліхом задання віртуального СЕ на пінолі задньої бабки. Основні деталі верстату виготовлені в основному з чавунів, сталей, алюмінію та фторопласту (табл. 2). Маси інших деталей не враховувались.

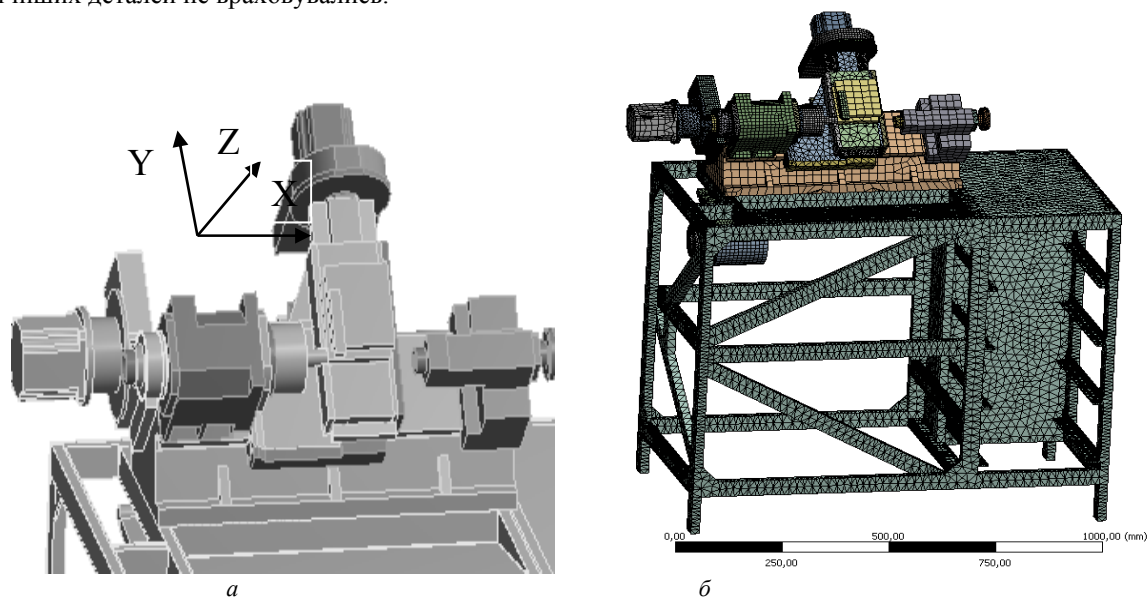


Рис. 4. 3D модель обробної верстату моделі 1700ВФ30 та опорного столу

Модальний аналіз показав, що в діапазоні від 25 до 200 Гц верстат в вихідній конфігурації має 5 власних частот. Для положенні супорту на відстані 30 мм від торця шпинделя їх значення приведені у таблиці 3. Проведені вимірювання вібропереміщень при експериментальних дослідженнях на реальному верстаті підтвердили наявність цих власних частот (рис.5) з максимальною похибкою 7.8%, що доводить адекватність моделі за цими показниками (табл.3).

Таблиця 2

Матеріали деталей експериментального стенду

Назва деталі	Матеріал	Вага, кг	E, ГПа	□
Станина	Чавун	44,7	80	0,25
Каретка		5,6		
Передня бабка		10,4		
Задня бабка		8,6		
Основа	Сталь	70,4	200	0,3
Корпуси двигунів		24,3		
Корпуси редукторів	Алюміній	3,6	71	0,33
Напрямні планки	Фторопласт	0,6	1,6	0,38



Рис. 5. Вплив частоти обертання на амплітуду коливань шпинделя та інструмента (експериментальні дослідження)

Таблиця 3

Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот

Власна частота за розрахунком, об/хв	Експериментально визначена власна частота, об/хв	Похибка, %
4672	4550 (максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту)	2,61
5761	5310, 5700 (максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту)	7,8; 0,21
7296	7250 (резонанс інструменту)	0,63
8547	8170 (резонанс інструменту, максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту)	4,4

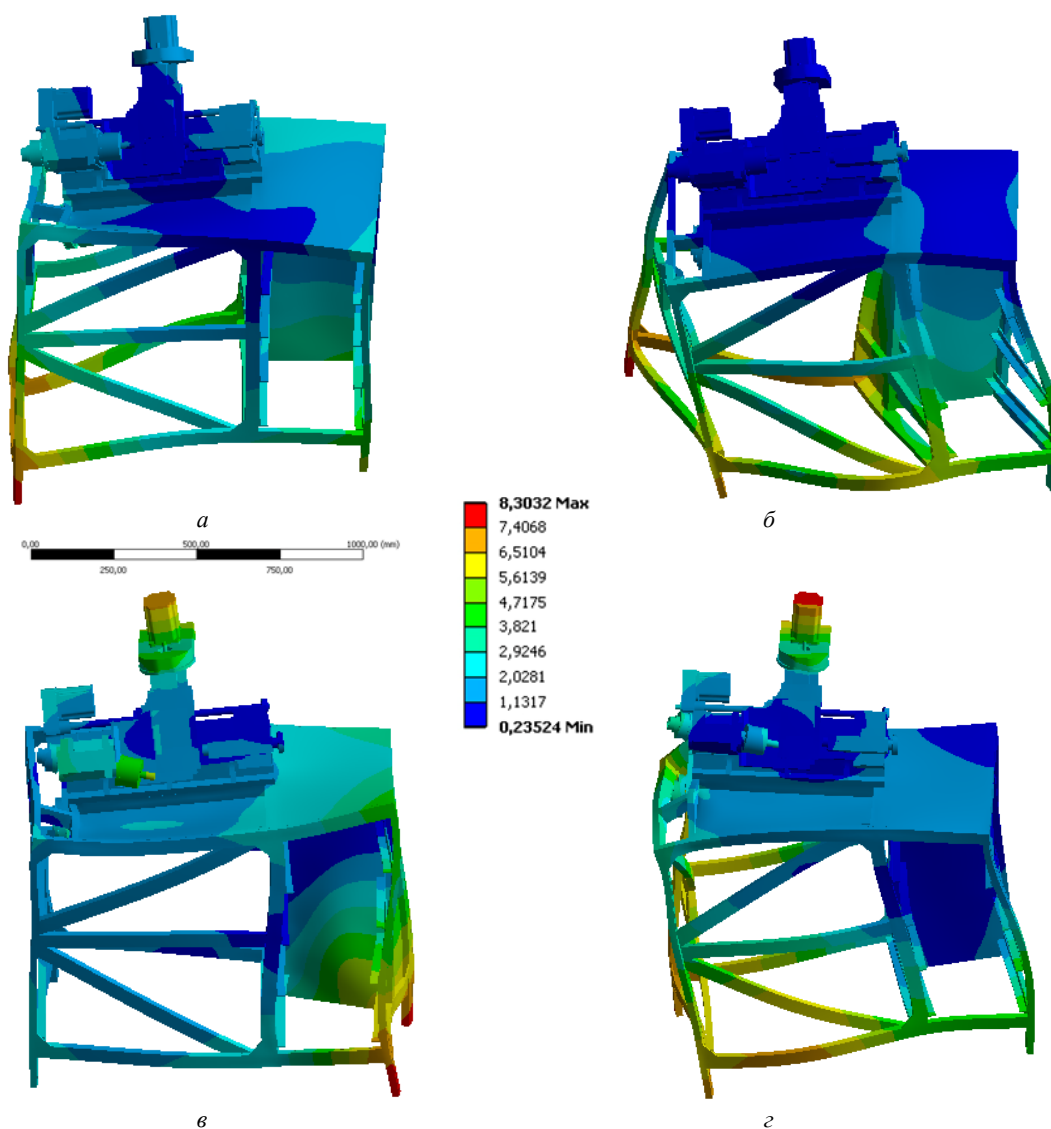


Рис. 6. Власні форми коливань на частотах а) 77,82 Гц, б) 96,02 Гц, в) 120,95 Гц і г) 142,36 Гц

Враховуючи мету роботи, цікавим є аналіз отриманих при модальному аналізі власних форм коливань. Найбільші коливання (за амплітудою) елементів верстату мають місце при розгляді моделі як твердого тіла на основі (рис. 6). Але разом з цим є значні переміщення шпинделя відносно інструмента. Форми коливань такими, що при резонансі в точці контакту різця з заготовкою, закріпленою у шпинделі, за нормальних умов переміщення вершини різця відносно заготовки у напрямі осі Y є протифазними, що і призводить на резонансних частотах та до погіршення шорсткості (рис. 3,б).

Разом з тим, цю ситуацію можна змінити шляхом введення у модель додаткової маси (рис. 7). Наприклад, додавання маси до пінолі задньої бабки вагою 8 кг призводить до того, що у даному положенні супорту в зоні контакту вершини різця з заготовкою виникає вузол коливань, в якому вібропереміщення є значно меншими, про що свідчать відповідні кольори на рис. 7,а та рис. 7,б. Разом з тим, аналіз показав, що

перерозподіл мас впливає більшою мірою на форму коливань, ніж на їх відносну амплітуду (різець – деталь) у верстатній системі (рис. 7).

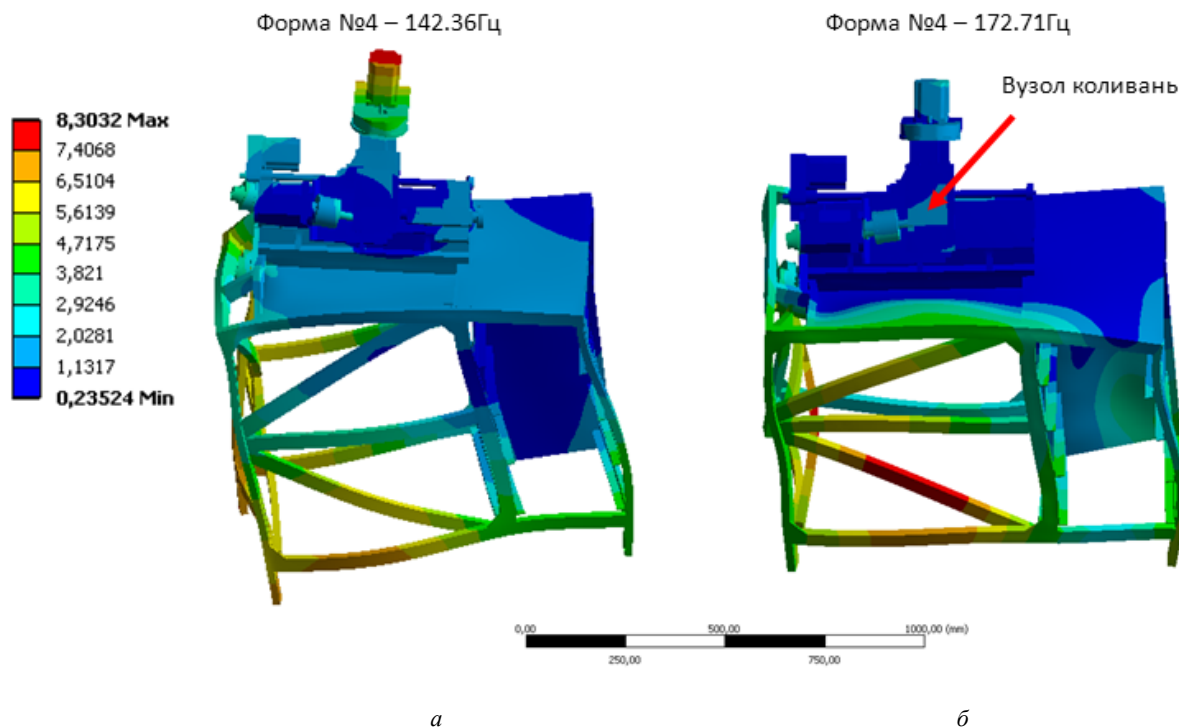


Рис. 7. Вплив додаткової маси на положення вузлу коливань: а – форма коливань при звичайній масі пінолі задньої бабки, б – форма коливань при її збільшеній на 8 кг масі пінолі задньої бабки

На рисунку 7,а колір шпинделя та колір супорта різні, що свідчить про різну амплітуду коливань і, як наслідок, більшу різницю амплітуд ніж на рис б. У даному випадку про амплітуду коливань можна судити з кольорової шкали, яка знаходиться зліва.

Таким чином, при точінні наявність резонансних явищ у системі при заданій частоті обертання шпинделя у вузлі коливань може мати місце зменшена амплітуда відносних вібропереміщень і потенційно може призводити до зменшення шорсткості. Саме цей ефект і було виявлено в описаному раніше експериментальному дослідженні (див. рис.3).

Зрозуміло, що при обробці вершина різця постійно переміщується як у радіальному напрямі, так і у напрямі головного руху різання, але, виходячи з моделі підтримання її положення у вузлі коливань, можна управляти зміною форми коливань за рахунок, наприклад, регулюванням положення додаткової маси. Зараз ми маємо інший погляд на цю ідею зменшення вібрацій шляхом перерозподілу мас у технологічній системі – не має сенсу зменшувати вібрації у всій системі але необхідно забезпечити вузол коливань у вершині леза. Разом з тим, зрозумілим є те, що власні частоти коливань шпинделя, бабки та супорта в залежності від їхніх мас можуть бути значними і досягати величин, більших за 100 Гц (див. рис. 6, форми 3 та 4), то виявлений ефект буде тим сильніший, чим більша частота обертання шпинделя і тому такий спосіб боротьби з коливаннями є прийнятний в більшій мірі для токарних верстатів з високими частотами обертання шпинделя.

Висновки

1. Зміна розподілу мас у технологічній системі суттєво впливає на амплітудно-частоту характеристику коливань її елементів та шорсткість обробленої поверхні, зміщуючи максимуми та мінімуми коливань вздовж частотної осі. Цей ефект може бути базою для динамічного управління коливаннями та шорсткістю обробленої поверхні.

2. Перерозподіл мас впливає більшою мірою на форму коливань, ніж на їх відносну амплітуду. Отже зменшення амплітуди відносних переміщень вершини інструмента по відношенню до шпинделя можливо за рахунок постійного забезпечення положення вершини леза у вузлі коливань.

3. Виходячи з того, що власні частоти коливань шпинделя, бабки та супорта є значними (100 Гц і більше), то виявлений ефект буде тим сильніший, чим більша частота обертання шпинделя і тому такий спосіб боротьби з коливаннями є прийнятним в більшій мірі для токарних верстатів з високими частотами обертання шпинделя.

Dynamic control of vibrations during turning

V. Zaloha, D. Krivoruchko, Ju. Shapoval, K. Drofa

Abstract. *Purpose.* Identification the effects that lead to a decrease in the vibration amplitude during the dynamic control of the machine tool additional mass location and determination the limits of this method application.

Design/methodology/approach. Study uses high spindle speed machine tool of special design. The experimental measurements of tool, carriage, spindle and base accelerations and displacements were carried out and compared to the results of finite element modal analysis. Tests concentrated on two structural variants of machine tool that differ with additional mass amount.

Findings. The experimental results confirmed the possibility of decreasing of the relative tool edge vibration amplitude and roughness of the machined surface when changing the additional mass location in the machine tool system. Modal analysis showed that this effect results from the change in structure eigenform. Thus, the decrease in the amplitude of the relative tool edge displacement is possible by dynamic control of additional mass location with the aim of guaranty the tool edge location in the vibration node. This effect is easier to implement, the greater the spindle speed is used.

Keywords: finite element method; modal analysis; turning; weight; roughness; forced vibrations

Динамическое управление колебаниями при точении

В.О. Залого, Д.В. Криворучко, Ю.В. Шаповал, К. Дрофа

Аннотация. Колебания играют решающую роль при точении, в частности при формировании микропрофилю поверхности. Их влияние особенно проявляется при точении деталей диаметром менее 10-12 мм с использованием больших, 5000 об / мин и более, частот вращения шпинделя. Вынужденные колебания на таких частотах близки к собственным частотам технологической системы и усиливаются за счет явления резонанса. Известно, что при каждом положении суппорта собственные формы и частоты колебаний технологической системы разные. Известны идеи динамического управления параметрами станка для уменьшения амплитуды колебаний. Целью данной работы является выявление эффектов, которые обеспечивают уменьшение амплитуды колебаний в указанных условиях при динамическом управлении параметрами станка и определение ограничений применения такого способа контроля над колебаниями. Экспериментальные исследования подтвердили возможность уменьшения амплитуды колебаний и шероховатости обработанной поверхности при изменении распределения масс в технологической системе. Модальный анализ исследовательского стенда, выполненный методом конечных элементов, показал, что изменение распределения масс в технологической системе приводит к изменению формы колебаний. Таким образом уменьшение амплитуды относительных перемещений вершины инструмента по отношению к шпинделю возможно за счет постоянного обеспечения положения вершины лезвия в узле колебаний. Это эффект тем легче реализовать, чем больше частота вращения шпинделя используется.

Ключевые слова: метод конечных элементов; модальный анализ; точение; масса; шероховатость; вынужденные колебания

References

1. Mazur, M.P., Vnukov, Yu.M., Dobroskok, V.L., Zaloha, V.O., Novoselov, Yu.K. and Yakubov, F.Ya. (2011), *Basic theory of cutting materials: textbook for higher education*, [Osnovy teoriiy rizannya materialiv: pidruchnyk dlya vyshchykh navchal'nykh zakladiv], in Mazur, M.P., 2nd (ed.), Novyy Svit, L'viv, Ukraine.
2. Kudinov, V.A. (1967), *Dinamika stankov* [Machine dynamics], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
3. Zharkov, I. G. (1986), *Vibracii pri obrabotke lezviynym instrumentom* [Vibrations during processing blade tool], Mashinostroenie, St.Peterburg, Russia.
4. Zaloha, V.A. and Shapoval, Yu.V. (2015), "Effect of spindle speed on the quality of surface finish when turning", «Mashinobuduvannja Ukraïni ochima molodih: progresivni ideï - nauka - virobnictvo» Tezi dopovidej XV vseukrains'koi molodizhnoi naukovo-tehnichnoi konferencii, 04-07 listopada 2015, ZhDTU, Zhitomir, PP. 30 – 31.
5. Kikonin, I.K. (ed.) (1976), *Tables of physical quantities. Directory* [Tablicy fizicheskikh velichin. Spravochnik], Atomizdat, Moscow, Russia.
6. Naryshkin, V.N. and Korostashevsky, R.V. (1984), *Rolling bearings: Directory catalog* [Podshipniki kachenija: Spravochnik-katalog], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
7. Agilent Technologies. "The Fundamentals of Modal Testing", available at: URL: <http://www.modalshop.com/techlibrary/Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>
8. Zaloga, V.O. and Nagornij, V.V. (2014), "Diagnosis of technical condition of machine tools", Harkiv, NTU "HPI", no. 1 (24), PP. 71 – 79.
9. Nagornij, V.V. (2015), "Controlling the dynamic behavior of metal-processing systems and method for the determination of the resource", dis. kand. tehn. nauk, Sumi, Ukraine.